

Т. Рибак. Удосконалення методики оцінювання ресурсу роботи несучих систем сільськогосподарських машин / Т. Рибак, Є. Ріпецький, Т. Довбуш // Вісник ТНТУ. — 2012. — Том 68. — № 4. — С.107-113. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 631.356.2

**Т. Рибак, докт. техн. наук; Є. Ріпецький канд. техн. наук;
Т. Довбуш**

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ НЕСУЧИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Резюме. Розглянуто два випадки розкриття статичної невизначеності рамних конструкцій методом мінімуму потенціальної енергії деформації конструктивних структур (ММПЕДКС). У першому випадку використано модифікацію методу мінімуму потенціальної енергії деформації від кручення та згину елементів конструкції рами, в другому – потенціальну енергію деформації лише від кручення рами. Крім того, використовуючи пакет прикладних програм (ППП) MatLab, для порівняння визначено внутрішні силові фактори конкретної рамної конструкції обприскувача вентиляторно-тракторного ОБТ-1. Проведено розрахунок даної рами також із використанням ППП Ліра-9,2. Аналіз результатів показав ефективність застосування ММПЕДКС розрахунку типових рамних конструкцій з урахуванням лише потенціальної енергії деформації від кручення.

Ключові слова: потенціальна енергія деформації, згин, кручення, рама, перерізуюча сила, метод мінімуму потенціальної енергії, модуль пружності, модуль зсуву, осьовий момент інерції поперечного перетину.

T. Rybak, Y. Ripetsky, T. Dovbush

IMPROVEMENT OF THE EVALUATION METHOD FOR THE AGRICULTURAL MACHINES DRIVING SYSTEMS OPERATING LIFE

Summary. In modern engineering with the appearance of computers and development of multi-purpose applied softwares calculating models, built according to the method of finite elements (MFE), are used. Such calculations for finding stress-strain state (SSS) of complex construction structures are being carried out rapidly. Advantages of MFE as compared with the conventional numerical methods are those of being easily algorithmized, making equations and obtaining results for any complex combined systems totally automatically. All this makes the method of finite elements the most versatile, which meets to great extent the requirements for the calculation of any basic carrier systems. But the deep analysis of the obtained results makes possible to conclude, that MFE provides the obtaining of the inside power factors values, displacement and other characteristics locally in the finite elements units, but does not take into account the effect of rigidity change drops on the strained carrier system in whole. As it is admitted in the literature, stresses in the frame constructions obtained by the MFE and experimental (strain - sensitivity) method can differ greatly (in 30 – 40%). Two cases of description of the static uncertainty of frame constructions, taking advantage of the method of minimum strain potential energy of the construction structure (MMSPECS), have been analysed. In the first case the modification of the method of minimum potential energy from twisting and bending of the construction frame elements was used, in the second – strain potential energy from the frame twisting. Besides, using the package of applied softwares (PAS) MatLab, the inside strength factors of the definite frame construction of the ventilator – tractor sprayer (VTS 1) was found for comparison. Calculation of this frame, using PAS Lira – 9,2, has been carried out. The analyses of results testified the efficiency of the MMSPECS application for calculation of the conventional frame constructions taking into account only the strain potential energy from twisting.

Key words: strain potential, energy, bending, twisting, frame, crossing strength, method of minimum potential energy, modulus of elasticity, modulus of shear, axis moment of cross – section inertia.

Постановка проблеми. У сучасній інженерній практиці, в зв'язку з розвитком комп'ютерної техніки та розробленням універсальних прикладних програм, використовуються розрахункові моделі, побудовані за методом кінцевих елементів (МКЕ). Такі розрахунки з визначення напружено-деформованого стану (НДС) складних конструктивних структур суттєво прискорюються. Все це робить метод кінцевих елементів найбільш універсальним, що значною мірою відповідає, вимогам до розрахунку будь-яких базових несучих систем. Однак поглиблений аналіз отриманих результатів призводить до висновків, що МКЕ забезпечує отримання значень внутрішніх силових факторів, переміщень та інших характеристик у вузлах кінцевих елементів локально, але не враховує вплив змін перепадів жорсткостей на деформовану несучу систему в цілому.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Переваги МКЕ у порівнянні з традиційними числовими методами полягають у простоті алгоритмізації, можливості повної автоматизації складання рівнянь і отримання результатів для будь-яких складних комбінованих систем [1]. У роботах [2], [3] проведено дослідження напружено-деформованого стану в рамних конструкціях методом кінцевих елементів і експериментальним (тензометричним). Результати в деяких випадках відрізняються на 30 – 40 %.

Мета роботи. Дана обставина і є принциповою основою розвитку методів оцінювання напружено-деформованого стану конструктивних систем як континуальних. Вірогідність результатів можна забезпечити лише при коректному моделюванні геометрії і фізичних властивостей конструкції. Результати розрахунку методом кінцевих елементів повинні, при можливості, порівнюватися з даними системних, побудованих на класичних постулатах аналітичних досліджень.

Результати досліджень. Одним із таких підходів є модифікація ММПЕДКС, завдяки чому забезпечуються властивості безперервності функції потенціальної енергії з урахуванням домінуючої потенціальної енергії деформації, зокрема для конструкцій, що складаються з елементів відкритого профілю, енергії деформації кручення. У загальному випадку потенціальну енергію деформації плоских просторово-навантажених конструкцій рам запишемо [4]

$$U = U_M + U_K, \quad (1)$$

де $U_M = \sum \int \frac{M^2}{2EI_0} ds$ – потенціальна енергія від згинальної деформації елементів;

$U_K = \sum \int \frac{1}{2GI_K} K^2 ds$ – потенціальна енергія деформації кручення елементів;

I_0 – осьовий момент інерції поперечного перетину елементів профілю рамної конструкції;

I_K – момент інерції поперечного перетину при крученні профілю рамної конструкції;

E – модуль пружності, в даному випадку для сталей $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

G – модуль зсуву, для сталей $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Співвідношення потенціальних енергій деформацій, кручення та згинальної для відкритого профілю типу швелерів у даному випадку складає

$$\frac{U_K}{U_M} = \frac{EI_0}{GI_K} = 2,5 \frac{I_0}{I_K} \approx 2,5(60 \div 300) = 150 \div 750, \quad (2)$$

де $\frac{I_0}{I_K} \approx 60 \div 300$ – для типових прокатних швелерів [5].

Наведена різниця в співвідношеннях потенціальних енергій деформацій для відкритих профілів дає підставу нехтувати енергією від деформацій розтягу – стиску та згину.

За приклад, наведемо розрахунок рами мобільного сільськогосподарського обприскувача ОВТ-1 (обприскувач вентиляторний тракторний). Основні складові розглядуваної конструкції рами та її збірні одиниці такі: в передній частині рами знаходиться змінний регульований причіп, що складається з корпусу і зчіпної ланки; два поздовжніх лонжерони жорстко з'єднані чотирма поперечними траверсами й однією віссю ходової частини машини; дві передні поперечки служать для кріплення на них (у чотирьох точках) насоса; на лонжеронах у чотирьох точках кріпиться резервуар (місткістю 1200 л.); дві задні поперечки, що служать опорами вентиляторної установки, до комплексу якої входять силовий агрегат, колесо осьового вентилятора, розпилюючий пристрій і механізм повороту вентиляторної установки. У цілому рама являє собою зварну конструкцію з елементів типу швелерів №10.

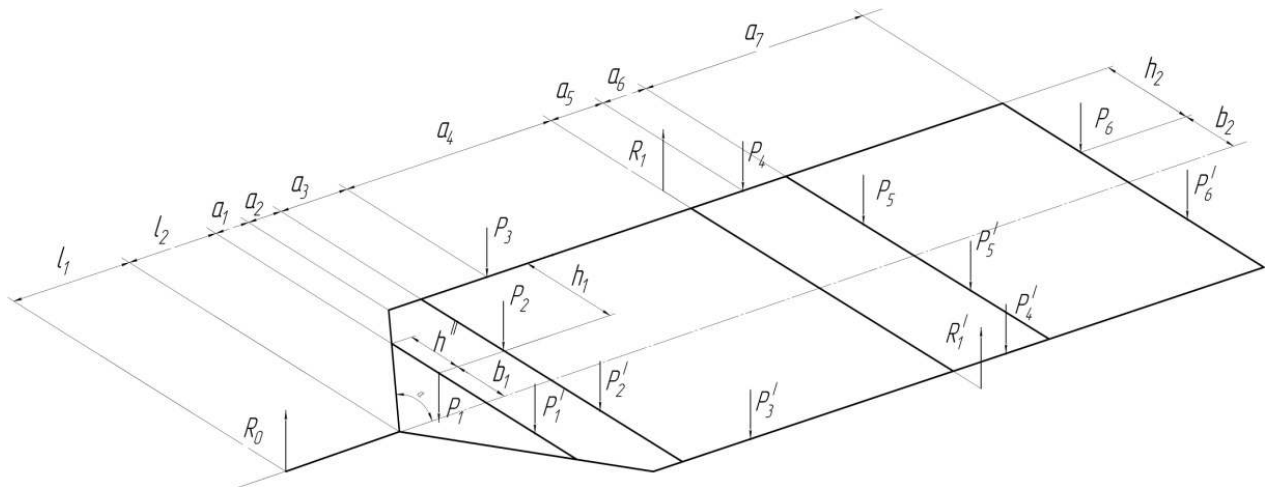


Рисунок 1. Принципова схема рами машини ОВТ-1: $P_1=2260\text{H}$, $P_2=2480\text{H}$, $P_3=9400\text{H}$, $P_4=8240\text{H}$, $P_5=2870\text{H}$, $P_6=4700\text{H}$, $P'_1=1540\text{H}$, $P'_2=1380\text{H}$, $P'_3=8090\text{H}$, $P'_4=8240\text{H}$, $P'_5=2100\text{H}$, $P'_6=3140\text{H}$, $R_0=4339\text{H}$, $R_1=25799\text{H}$, $R'_1=24302\text{H}$, $a_1=0,156\text{м}$, $a_2=0,15\text{м}$, $a_3=0,314\text{м}$, $a_4=0,955\text{м}$, $a_5=0,245\text{м}$, $a_6=0,2\text{м}$, $a_7=1,02\text{м}$, $l_1=0,53\text{м}$, $l_2=0,42\text{м}$, $b_1=0,08\text{м}$, $b_2=0,09\text{м}$, $h_1=0,42\text{м}$, $h_2=0,41\text{м}$, $\text{tg } \alpha = 0,9268$

Figure 1. Principle scheme of the OBT-1 machine frame: $P_1=2260\text{N}$, $P_2=2480\text{N}$, $P_3=9400\text{N}$, $P_4=8240\text{N}$, $P_5=2870\text{N}$, $P_6=4700\text{N}$, $P'_1=1540\text{N}$, $P'_2=1380\text{N}$, $P'_3=8090\text{N}$, $P'_4=8240\text{N}$, $P'_5=2100\text{N}$, $P'_6=3140\text{N}$, $R_0=4339\text{N}$, $R_1=25799\text{N}$, $R'_1=24302\text{N}$, $a_1=0,156\text{m}$, $a_2=0,15\text{m}$, $a_3=0,314\text{m}$, $a_4=0,955\text{m}$, $a_5=0,245\text{m}$, $a_6=0,2\text{m}$, $a_7=1,02\text{m}$, $l_1=0,53\text{m}$, $l_2=0,42\text{m}$, $b_1=0,08\text{m}$, $b_2=0,09\text{m}$, $h_1=0,42\text{m}$, $h_2=0,41\text{m}$, $\text{tg } \alpha = 0,9268$

Основними навантаженнями, які діють на раму, є 12 зосереджених сил, що зрівноважуються опорними реакціями R_1 , R'_1 , R_0 відповідно на ходових колесах і причепі машини до трактора (рис. 1).

Значення зусиль P_i , P_i^I були отримані експериментально при виконанні машиною технологічного процесу в реальних умовах. Зосередження зовнішніх навантажень на раму в цілому проводиться з урахуванням їх асиметрії, тобто $P_i \neq P_i^I$. У зв'язку з тим, що зовнішнє навантаження діє перпендикулярно до площини рами, а дією тягової сили на розподіл внутрішніх силових факторів у ній нехтуємо, згинальні моменти, поперечні й нормальні сили в горизонтальних площинах приймаємо такими, що дорівнюють нулю. Таким чином, у кожному поперечному перерізі елементів рами залишаються три невідомі: загальний крутний момент K_i ; згинальний момент M_i загальна поперечна сила Q_i , що діє у площині, перпендикулярній до рами. Після прийнятих допущень та узагальнень, а також враховуючи, що кінці лонжеронів, з'єднані корпусом причепа, який вільно переміщається один відносно одного, отримаємо 12 разів статично невизначену систему.

Потенціальну енергію деформації конструктивної системи, яку розглядаємо, у такому випадку запишемо у формі суми потенціальних енергій двох її частин

$$U = U_I + U_{II}, \quad (3)$$

де $U_I = U_{IM} + U_{IK}$, – потенціальна енергія деформації згину та кручення елементів першої частини рами (рис. 2). $U_{II} = U_{IIM} + U_{IIK}$, – потенціальна енергія деформації згину та кручення елементів другої частини рами (рис. 3).

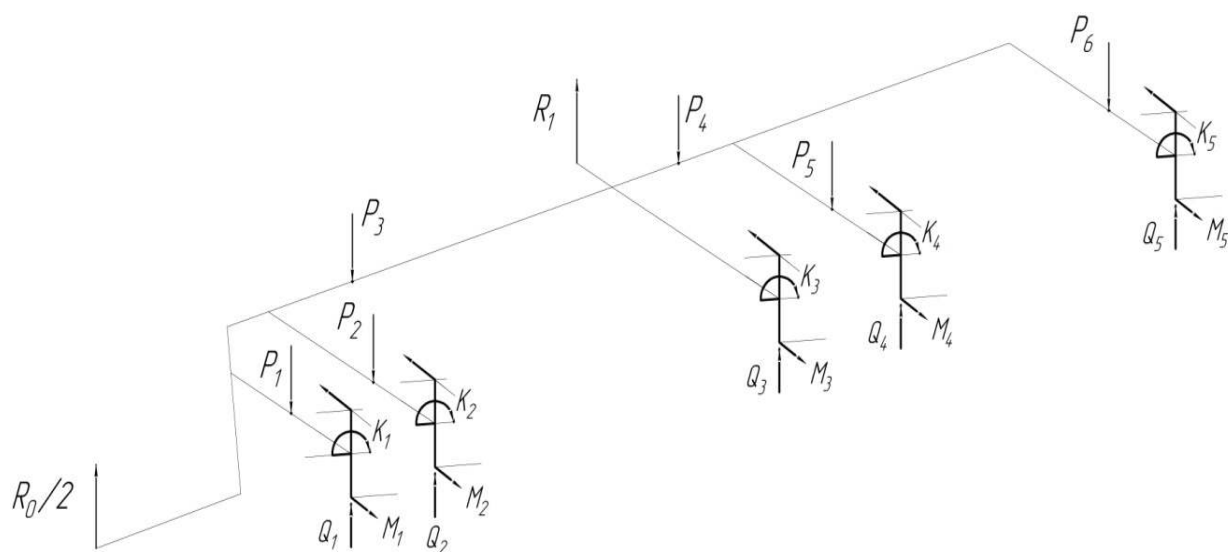


Рисунок 2. Розрахункова схема 1-ої частини рами

Figure 2. Calculation scheme of the 1-st part of the frame

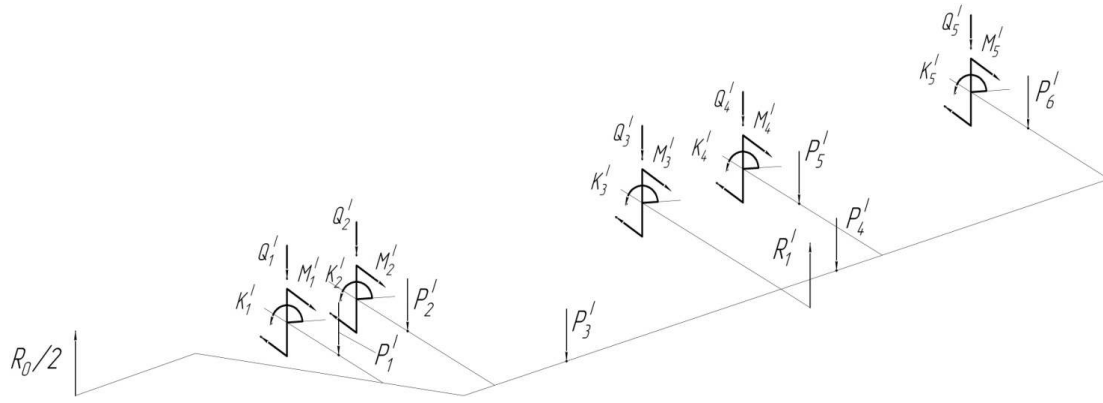


Рисунок 3. Розрахункова схема 2-ої частини рами

Figure 3. Calculation scheme of the 2-st part of the frame

Потенціальну енергію частин рами 1 і 2 при згинанні й крученні її елементів запишемо

$$\begin{aligned}
 U_{IM} = & \frac{1}{2EI} \int_0^{l_1} (M_1 - Q_1 s)^2 ds + \int_0^{h''} [M_1 - Q_1(b_1 + s) - P_1 s]^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_1 / \cos \alpha} [M_1 \sin \alpha - K_1 \cos \alpha - Q_1(b_1 + h'') \sin \alpha - Q_1 s + P_1(h'' \sin \alpha + \\
 & + s) - \frac{H_0}{2} \left(\frac{l_2}{\cos \alpha} + l_1 \cos \alpha + s \right)]^2 ds + \int_0^{a_3} [-K_1 - Q_1(a_1 + s) + \\
 & + P_1(a + s) - \frac{R_0}{2}(l_1 + l_2 + a_1 + s)]^2 ds + \int_0^{b_1} (M_2 - Q_2 s) ds + \\
 & + \int_0^{h_1} [M_2 - Q_2(b_1 + s) + P_2 s]^2 ds + \int_0^{b_2} (M_5 - Q_5 s) ds + \\
 & + \int_0^{h_2} [M_5 - Q_5(b_2 + s) + P_6 s]^2 ds + \int_0^{a_1} (K_5 - Q_5 s + P_6 s)^2 ds + \\
 & + \int_0^{b_3} (M_4 - Q_4 s)^2 ds + \int_0^{h_3} [M_4 - Q_4(b_2 + s) + P_5 s]^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_4} [K_5 + K_6 - Q_5(a_7 + s) - Q_4 s] + P_6(a_7 + s) + P_5 s]^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_3} [K_5 + K_4 - Q_5(a_7 + a_6 s) - Q_4(a_6 + s) + P_6(a_7 + a_6 + s) + \\
 & + P_5(a_6 + s)P_4 s]^2 ds + \int_0^{a_4} [K_5 + K_4 + K_6 - Q_5(a_7 + a_6 + a_5 + s) - \\
 & - Q_4(a_6 + a_5 + s) - Q_5 s + P_6(a_7 + a_6 + a_5 + s) + P_5(a_6 + a_5 + s) + \\
 & + P_4(a_3 + s) - R_1 s]^2 ds + \int_0^a [K_5 + K_4 + K_3 - Q_5(a_7 + \dots + a_4 + s) - \\
 & - Q_4(a_6 + a_5 + a_4 + s) - Q_1(a_4 + s) + P_5(a_7 + \dots + a_5 + s) + \\
 & + P_5(a_6 + a_5 + a_4 + s) + P_4(a_5 + a_4 + s) - R_1(a_4 + s) + P_3 s]^2 ds + \\
 & + \frac{1}{2EI} \int_0^h (M_s - Q_s s)^2 ds.
 \end{aligned}$$

(4)

$$\begin{aligned}
 U_{IK} = \frac{1}{2GI_K} & \left\{ \int_0^{h_1+h''} K_1^2 ds + \int_0^{a_1/\cos\alpha} [M_1 \cos\alpha + K_1 \sin\alpha - \right. \\
 & - Q_1(b_1 + h'') \cos\alpha + \frac{R_0}{2} l_2 \sin\alpha + P_1 h'' \cos\alpha]^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_2} (M_1 - Q_1 h + P_1 h_1 - \frac{R_0}{2} h)^2 ds + \int_0^h K_5^2 ds + \int_0^h K_4^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_2} (M_5 - Q_5 h + P_6 h_2)^2 ds + \int_0^{a_6+a_5} [M_5 + M_4 - (Q_5 + Q_4)h + \\
 & + (P_6 + P_5)h_2]^2 ds + \int_0^{a_4+a_3} [M_5 + M_4 + M_3 - (Q_5 + Q_4 + Q_3)h + \\
 & + (P_6 + P_5)h_2 + R_1 a]^2 ds + \left. \int_0^h K_2^2 ds \right\} + \frac{1}{2GI_K^0} \int_0^h K_3^2 ds.
 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
 U_{IIK} = \frac{1}{2GI_K} & \left\{ \int_0^{b_1+h''} K_1^2 ds + \int_0^{a_1/\cos\alpha} [M_1 \cos\alpha - K_1 \sin\alpha + \right. \\
 & + Q_1(b_1 + h'') \cos\alpha + \frac{R_0}{2} l_1 \sin\alpha + P_1' h'' \cos\alpha]^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_3} \left(M_1 + Q_1 h + P_1' - \frac{R_0}{2} \right)^2 ds + \int_0^h K_5^2 ds + \int_0^h K_4^2 ds + \\
 & + \int_0^{a_7} (M_5 + Q_5 h + P_5' h_2)^2 ds + \int_0^{a_6+a_5} [M_5 + M_4 + M_3 + \\
 & + (Q_5 + Q_4 + Q_3)h + (P_6' + P_5')h_2 + R_1' a]^2 ds + \\
 & + \left. \int_0^h K_2^2 ds \right\} + \frac{1}{2GI_K^0} \int_0^h K_3^2 ds.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Використовуючи ММПЕ, а саме $\frac{dU}{dM_i} = 0$, $\frac{dU}{dK_i} = 0$, $\frac{dU}{dQ_i} = 0$, отримуємо системи канонічних рівнянь. Отримані результати розв'язку наведено в таблиці 1.

Враховуючи, що потенціальна енергія деформації кручення значно перевищує потенціальну енергію деформації згину (2), спростимо вираз сумарної потенціальної енергії, залишаючи лише енергію від деформації кручення.

$$U_K = U_{IK} + U_{IIK}. \tag{7}$$

Із системи рівнянь $\frac{dU_K}{dM_i} = 0$, $\frac{dU_K}{dK_i} = 0$, $\frac{dU_K}{dQ_i} = 0$, визначаємо величини внутрішніх силових факторів. Результати записуємо в порівняльну таблицю 1.

Аналітичні обчислення проводимо за допомогою пакета прикладних програм (ППП) MatLab.

Для достовірності результатів обчислення внутрішніх силових факторів рами ОВТ-1 проводимо її розрахунок за допомогою ППП Ліра-9,2. Результати також записуємо в таблицю 1.

Таблиця 1.

Порівняння значень внутрішніх невідомих силових факторів

Моменти, Нм; поперечні сили, Н	Значення моментів і поперечних сил при врахуванні енергії деформації		ППП Ліра-9,2
	Згину і кручення елементів рами	Кручення елементів рами	
M ₁	-532,0	-545,0	-521,2
M ₂	-45,5	21,1	-48,3
M ₃	-4185,5	-4383,8	-4213,7
M ₄	-1376,7	-1232,0	-1398,5
M ₅	-1394,0	-1394,0	-1416,0
K ₁	69,5	67,5	71,2
K ₂	12,2	12,2	12,5
K ₃	305,6	308,7	309,6
K ₄	10,3	12,2	11,3
K ₅	8,6	12,2	9,6
Q ₁	308	380	316
Q ₂	420	410	411
Q ₃	280	240	291
Q ₄	-86	-96	-79
Q ₅	1040	1040	1050

Висновки. Проведені порівняльні дослідження показали достатньо високий рівень збіжності результатів. Отже, для розрахунку типових несучих конструктивних систем із поперечним перетином відкритого профілю можна модифікованим ММПЕДС, тобто при визначенні потенціальної енергії деформації враховувати лише потенціальну енергію деформації кручення елементів рами.

Conclusions. Carried out comparative investigations testified high enough similarity of results. Thus to calculate typical carrier construction systems with the opened profile cross-section the modified MMSPECS can be used, that is, while finding strain potential energy only twisting strain potential energy of the frame elements must be taken into account.

Список використаної літератури

1. Еременко, С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел [Текст] / С.Ю. Еременко. – Харьков: Основа, 1991. – 272 с.
2. Черников, С.А. О достоверности расчетных оценок НДС рамы грузового автомобиля [Текст] / С.А. Черников, К.В. Садчиков // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 1998. – №3. – С. 117 – 121.
3. Выровский, А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций [Текст] / А.Н. Выровский // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – № 11. – С. 26 – 27.
4. Рибак, Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин: підручник-посібник [Текст] / Т.І. Рибак. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 332 с.
5. Рудицын, М.Н. Справочное пособия по сопротивлению материалов [Текст] / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. – Минск: Высшэйшая школа, 1970. – 640 с.

Отримано 15.11.2012